

ホール音響特性の空間的均一性に壁面拡散体が及ぼす影響

関西大学 環境都市工学部 建築学科
建築環境工学第 I 研究室
建 12-0066 仲舟井 悠貴
指導教官 豊田 政弘 准教授

目次

1	序論	
1.1	研究背景	1
1.2	既往研究	1
1.3	研究目的	1
2	計算方法	
2.1	時間領域有限差分法	2
2.2	評価法	4
3	計算条件	
3.1	対象室形状	5
3.2	FDTD 法設定	6
3.3	$N.V.(f)$ 算出時の受音点間距離	7
4	結果	
4.1	音圧分布可視化の結果	8
4.2	$N.V.(t)$ による評価	11
4.3	$N.V.(f)$ による評価	
4.3.1	受音点間距離 1 m の場合	12
4.3.2	受音点間距離 0.1 m の場合	15
5	考察	
5.1	$N.V.(t)$ と $N.V.(f)$ との比較	16
5.2	音量によるばらつき	17
5.3	モードの影響	18
5.4	均一性と拡散性	19
6	まとめ	20

1 序論

1.1 研究背景

コンサートホールなどで演奏や歌を聞く際、客席の場所によって聞こえ方が違うと感じることが多々あるものと思われる。それは空間的な音のばらつきによるものであろう。しかし、このような客席間の音のばらつきは、できうる限り小さくすべきものであると考えられる。一方、音に拡がり感を与えるために、ホール壁面や天井にはしばしば拡散体が設置される。この拡散体は音に拡がり感を与えるのみならず、上述の空間的な音のばらつきにも影響を与えるものと思われる。

1.2 既往研究

拡散体についての研究は数多くなされてきた。その中には、拡散体を無限に続く周期壁とみなし、散乱性能を検討した例などがある[1]。しかしながら、室内への影響を検討した例はそれほど多くないように見受けられる。

室内への影響を検討した例としては、音場のランダム性を示した $N.V.(t)$ (Normalized Variance) という(1.1)式で示される指標が提案されている[1]。この $N.V.(t)$ は、(1.2)式で示される分散 $\sigma^2(t)$ と平均 \bar{e}^t の2乗との比により評価を行っている。完全な正規分布の場合には分散と平均の2乗の比が2となることから、音場のランダム性が高くなるほど2に近づく関数となっている。

$$N.V.(t) = \frac{\sigma^2(t)}{(\bar{e}^t)^2} \dots\dots\dots(1.1)$$

$$\sigma^2(t) = \frac{1}{N} \sum_{i,j} \{e^t(i,j) - \bar{e}^t\}^2 \dots\dots\dots(1.2)$$

ここで、 t [s]は時刻、 i, j は格子点番号、 N は総格子点数である。

また、拡散体が定常音場に及ぼす影響についても検討が行われており、計算対象周波数 f [Hz] に対する $N.V.(f)$ が $N.V.(t)$ と同様な (1.3) 式で定義されている[2]。

$$N.V.(f) = \frac{\sigma^2(f)}{(\bar{e}^f)^2} \dots\dots\dots(1.3)$$

ここで、 f [Hz]は周波数、 $\sigma^2(f)$ は分散、 \bar{e}^f は平均を表す。

1.3 研究目的

拡散体については様々な検討が行われてきた。しかしながら、ホール音響特性の空間的均一性については知見も浅く、前節で挙げた評価法もその妥当性はまだ十分には示されていないものと思われる。本論文では、前節で述べた $N.V.(f)$ を拡張し、各受音点の相対的な周波数特性のばらつきに着目した評価指標を提案するとともに、それをを用いて、壁面拡散体がホール空間内の音のばらつきに与える影響を明らかにすることを目的とする。

2. 計算方法

2.1 時間領域有限差分法

音場の計算手法として時間領域有限差分法（FDTD 法）を用いた[3]。FDTD 法とは、時々刻々と変化する音場の数値解析手法のひとつであり、計算の対象とする音場を格子状に離散化し、運動方程式と連続方程式の微分係数を差分近似することで離散化された参照点での物理量を逐次的に求める方法である。

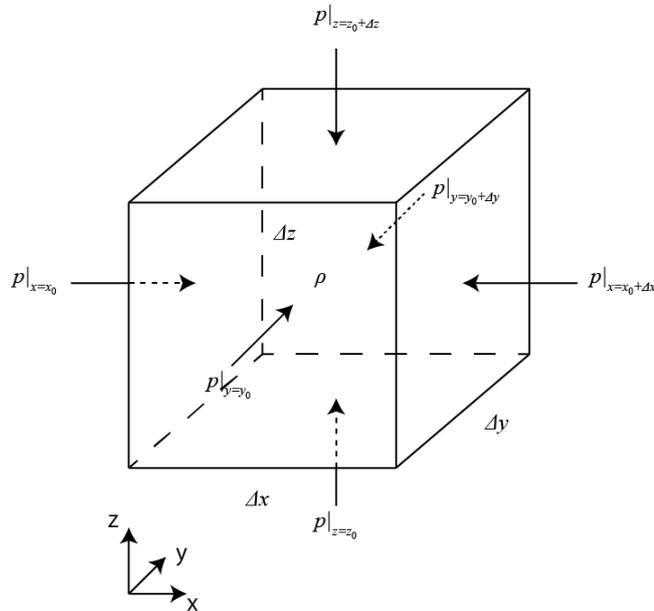


図 2-1 空気粒子にかかる力

図 2-1 のように x, y, z 方向それぞれの寸法を $\Delta x, \Delta y, \Delta z$ [m] とすると、空気粒子の運動方程式は、

$$\rho \frac{\partial^2 u_x}{\partial t^2} = -\frac{\partial p}{\partial x} \dots \dots \dots (2.1)$$

$$\rho \frac{\partial^2 u_y}{\partial t^2} = -\frac{\partial p}{\partial y} \dots \dots \dots (2.2)$$

$$\rho \frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2} = -\frac{\partial p}{\partial z} \dots \dots \dots (2.3)$$

で表される。ここで、音圧を p [N/m²]、密度を ρ [kg/m³]、 x, y, z 方向の変位をそれぞれ u_x, u_y, u_z [m] とする。

また、空気粒子の各面の変位を考え、 $\Delta x, \Delta y, \Delta z$ がそれぞれ微小である事を考慮すれば、空気粒子の体積の増加分 ΔV [m³] は、

$$\Delta V = -\left(\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z}\right) \Delta x \Delta y \Delta z \dots \dots \dots (2.4)$$

と表される。また、音圧と体積変化率との関係は、体積弾性率 κ [N/m²] を介して、

$$p = \kappa \frac{\Delta V}{V} \dots \dots \dots (2.5)$$

と表される。なお、体積弾性率と密度、ならびに、音速 c [m/s] には、

$$\kappa = \rho c^2 \dots\dots\dots(2.6)$$

の関係がある。

(2.4)式を(2.5)式に代入すると、

$$p = -\kappa \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) \dots\dots\dots(2.7)$$

となる。

(2.1)～(2.3)、(2.7)式のすべてを1階の偏微分方程式とするため、 x, y, z 方向の変位をそれぞれ粒子速度 v_x, v_y, v_z [m/s]に置き換えると、

$$\rho \frac{\partial v_x}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial x} \dots\dots\dots(2.8)$$

$$\rho \frac{\partial v_y}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial y} \dots\dots\dots(2.9)$$

$$\rho \frac{\partial v_z}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial z} \dots\dots\dots(2.10)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -\kappa \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) \dots\dots\dots(2.11)$$

となる。(2.8)～(2.11)式は3次元音場を対象とした式であるが、本論文では2次元場を対象とするため、 z に関する項を除いた式を用いることとする。

離散化とは空間や時間のある単位によって区切ることであり、空間に関する区切り幅を空間離散化幅、時間に関する区切り幅を時間離散化幅という。音圧や粒子速度は空間的にも時間的にも互い違いにずらして離散化し(図2-2)、リーブフロッグアルゴリズムを用いて(2.8)～(2.11)式を逐次的に解くことですべての点の時間応答を計算する。1ステップ前の音圧分布と半ステップ前の粒子速度分布から現ステップの音圧分布が求められる。粒子速度についても同様である。従って、初期時刻の音圧分布と粒子速度分布がわかれば、逐次計算を行うことにより時々刻々と変化する音場を求めることが可能である。

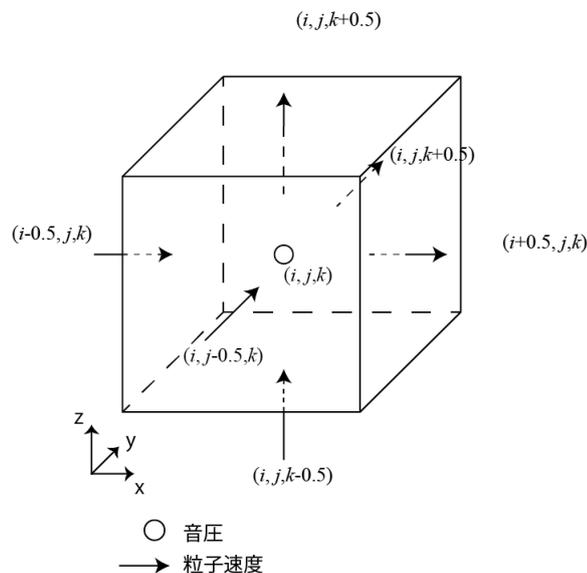


図 2-2 離散化された物理量の定義点

2.2 評価法

室の音響特性のばらつきを評価する方法として本論文では周波数特性に着目する。まず、対象とする音場に設置した複数の受音点の音圧時間応答を FDTD 法により計算する。その後、得られた各受音点の時間波形をフーリエ変換し、周波数特性を求める (図 2.3)。各受音点の周波数特性から、周波数ごとの分散と平均を算出した $N.V.(f)$ を用いて評価を行う。

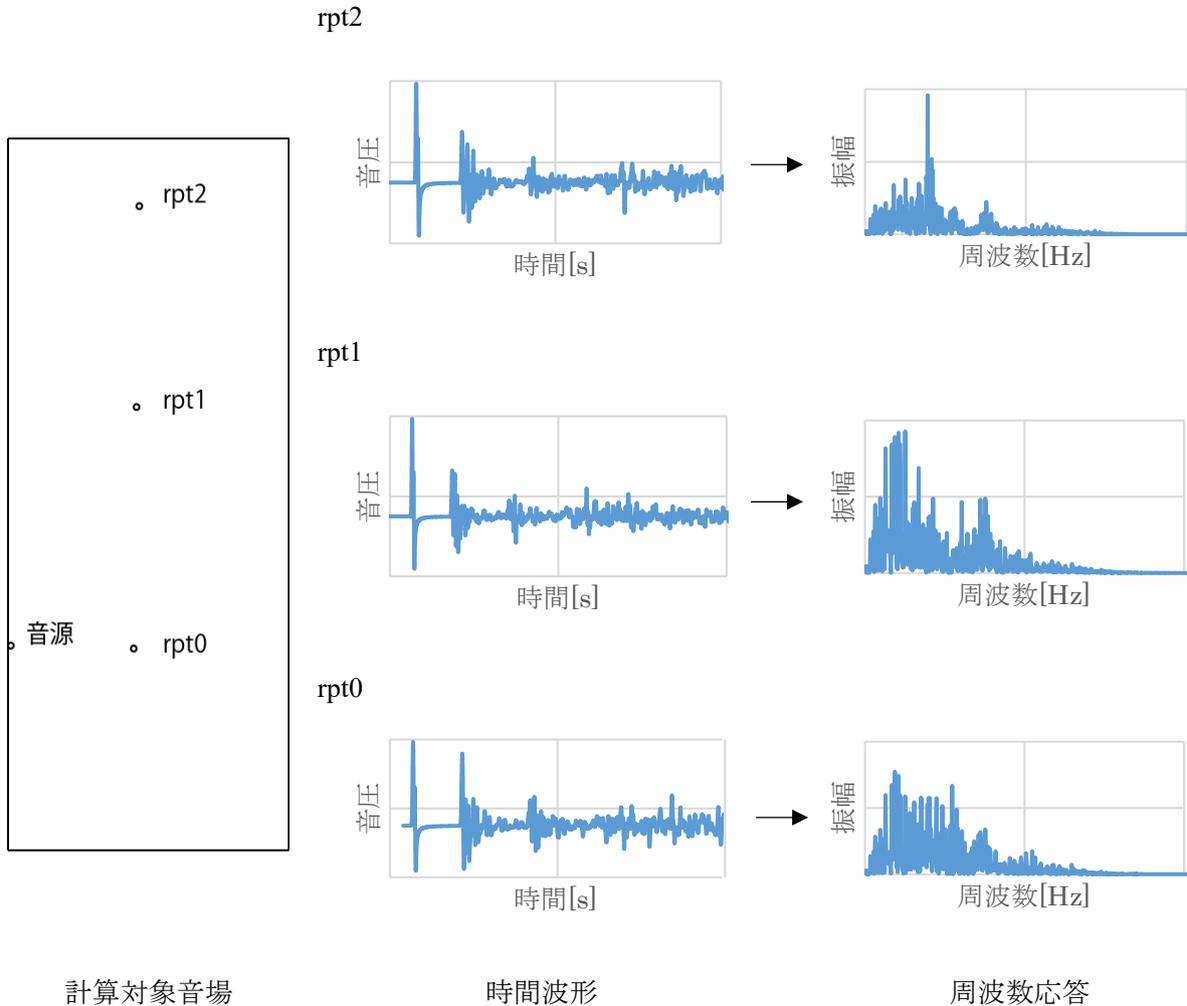


図 2-3 フーリエ変換例 (rpt0~2 は受音点を表す)

$N.V.(t)$ は時刻ごとの音のばらつきを表す指標であり、各時刻の音圧値を全受音点より抜き出して算出した分散や平均値から求められている。そのため $N.V.(t)$ には、周波数に関する情報は含まれていない。したがって、音色のばらつきに関する評価は不可能である。一方、 $N.V.(f)$ は、周波数特性のばらつきを表しており、各受音点の全時間応答に対してフーリエ変換を行って得られた分散や平均値から求められている。そのため、時間経過に関する情報は含まれていないが、音色に関する均一性の評価を行うことが可能であると考えられる。しかし、音源から受音点までの距離の違いによって、周波数特性の絶対値の値が異なり、その差もばらつきとして評価することになる。音色の違いのみに着目した評価をするためには、音量によるばらつきは評価の対象外とすべきであると考えられる。そこで、距離による音量のばらつきを排除するために、各受音点における対象周波数範囲の周波数特性の平均値で基準化した値を用いて評価を行った。

3 計算条件

3.1 対象室形状

本論文で対象とする室は幅 10 m、奥行き 18 m のシューボックス型 (図 3-1) で、壁面は垂直入射吸音率 0.2 のインピーダンス境界とする。室の種類としては、拡散体なし (no Diffuser) の室と、屏風折型 (triangular) とポリシリンダ型 (poly cylinder) という 2 種類の拡散体 (図 3-2) を用いた室との計 3 種類の室を対象とする。屏風折型は幅 1.5 m、深さ 0.225 m、ポリシリンダ型は幅 1.5 m、深さ 0.225 m の円弧である。

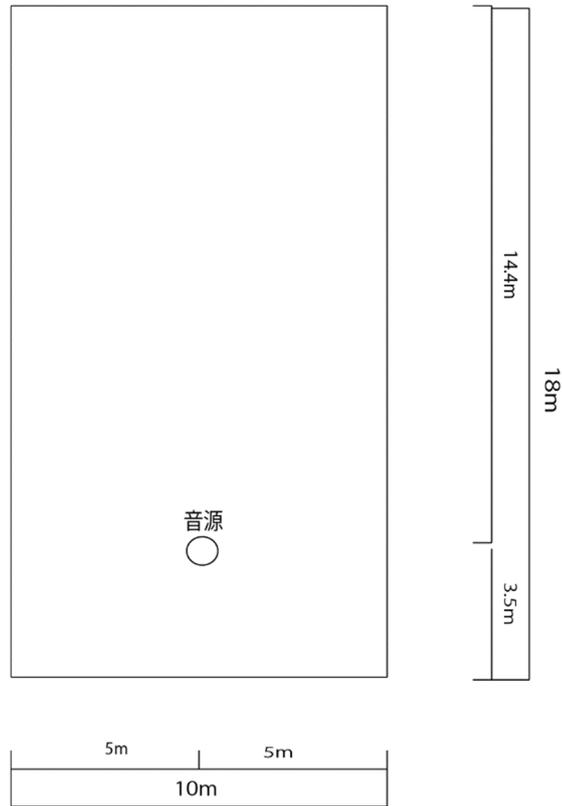
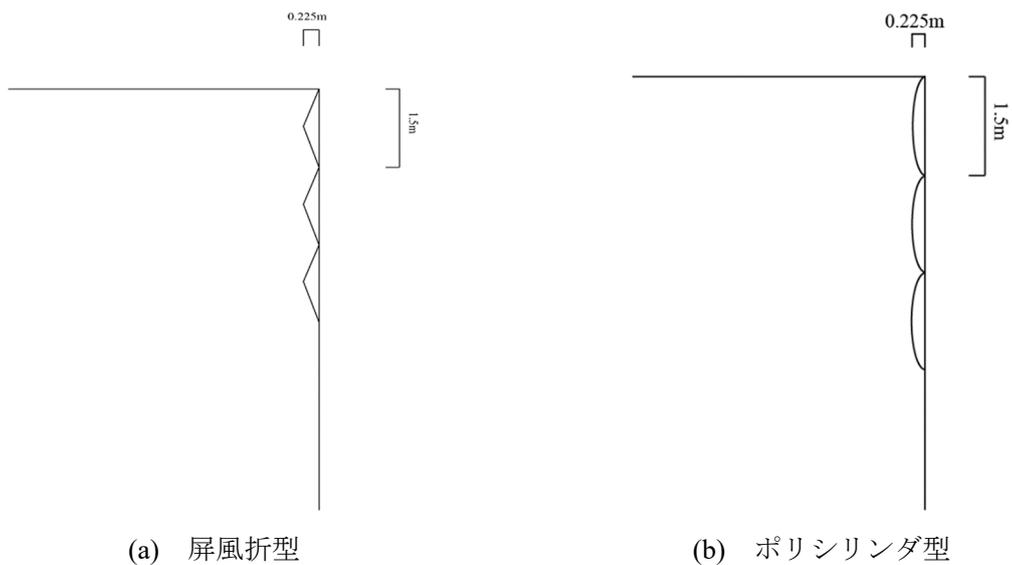


図 3-1 計算対象音場



(a) 屏風折型

(b) ポリシリンダ型

図 3-2 拡散体の形状

3.2 FDTD 法設定

FDTD 法で計算を行うための条件は、離散化幅 0.01m、計算対象時間 200 ms、計算対象周波数 15.625～1400 Hz とし、音源は次式で示されるガウシアンパルスの点音源とする。

$$Q^n = Q_{\max} \exp[-A\{t_0 - (n - 0.5)\Delta t\}^2] \dots\dots\dots (2.13)$$

ここで、 Δt [s]は時間離散化幅、 n は時間ステップ数、 Q_{\max} [m³/s]は体積速度のピーク値、 A はパルスの急峻さに関する係数、 t_0 [s]はピーク時刻である。図 3-3 に波形例を示す。また、計算は音場の対称性を考慮し、半分の空間のみに対して行う。

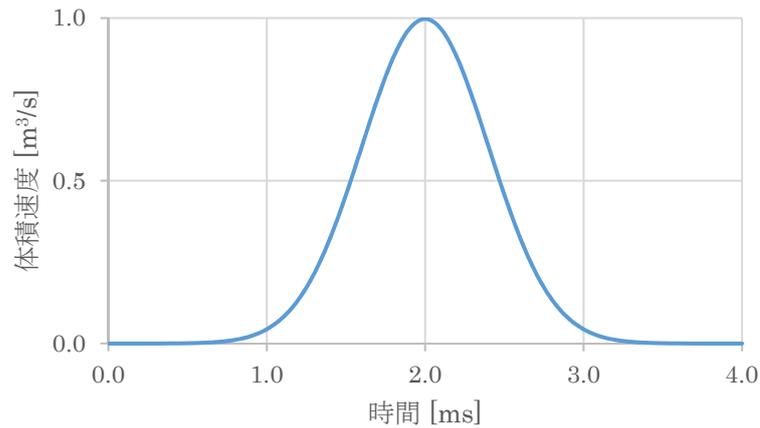


図 3-3 ガウシアンパルス波形

3.3 $N.V(f)$ 算出時の受音点間距離

$N.V(f)$ による評価にあたり、対象とする受音点間の距離を 1 m (図 3-4 (左)) と 0.1 m (図 3-4 (右)) と定める。

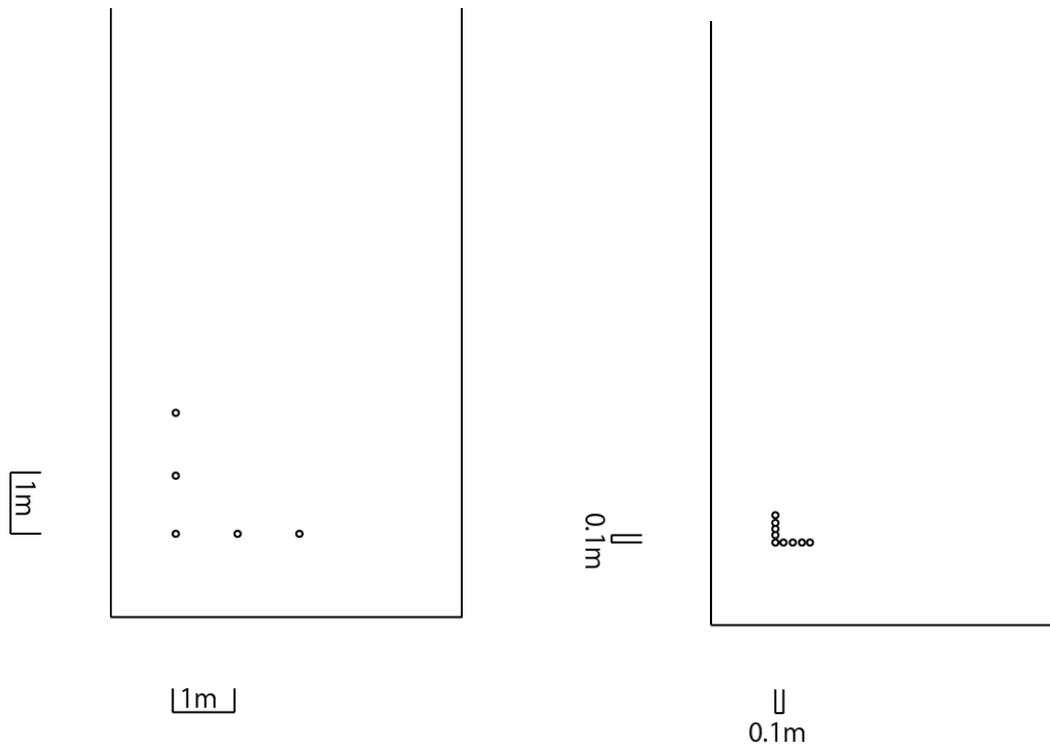


図 3-4 受音点間距離 (左) 1 m (右) 0.1 m

4 結果

4.1 音圧分布可視化の結果

FDTD 法にて計算を行い、音圧分布を可視化した結果を図 4-1～図 4-3 に示す。音圧を色の濃淡によって表しており、色の濃い部分が少ないほど拡散していると考えられる。

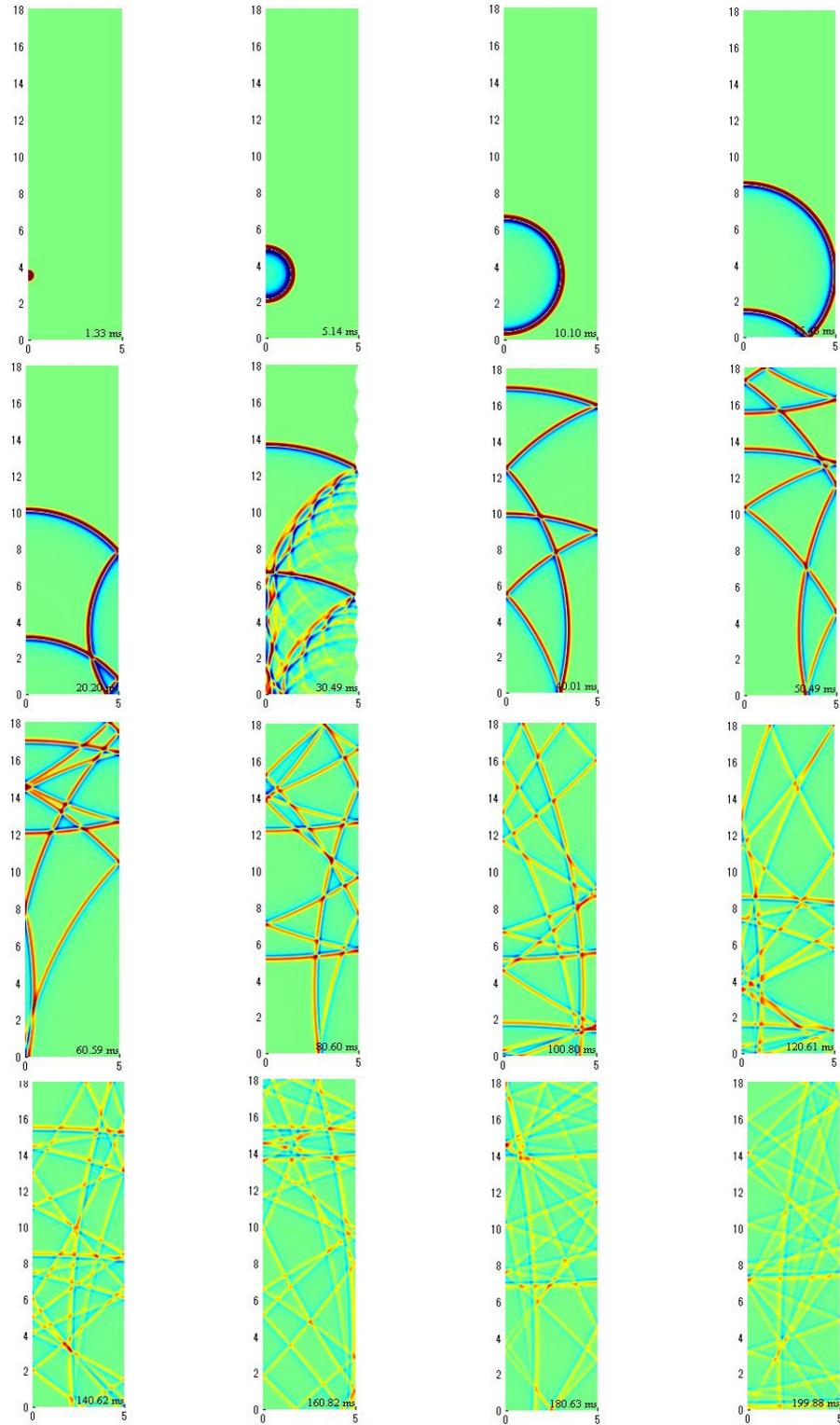


図 4-1 拡散体なし (no Diffuser)

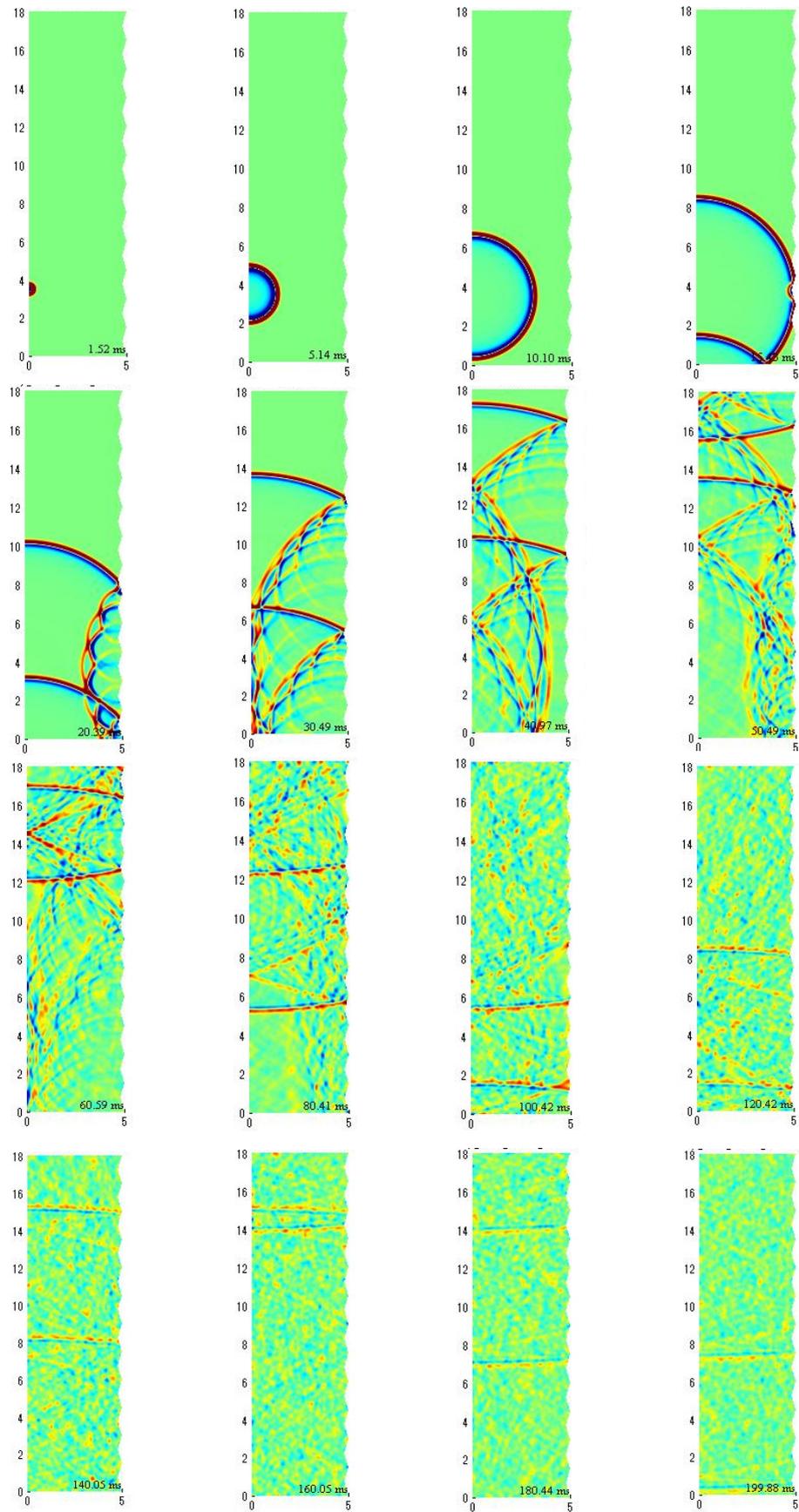


图 4-2 屏風折型 (triangular)

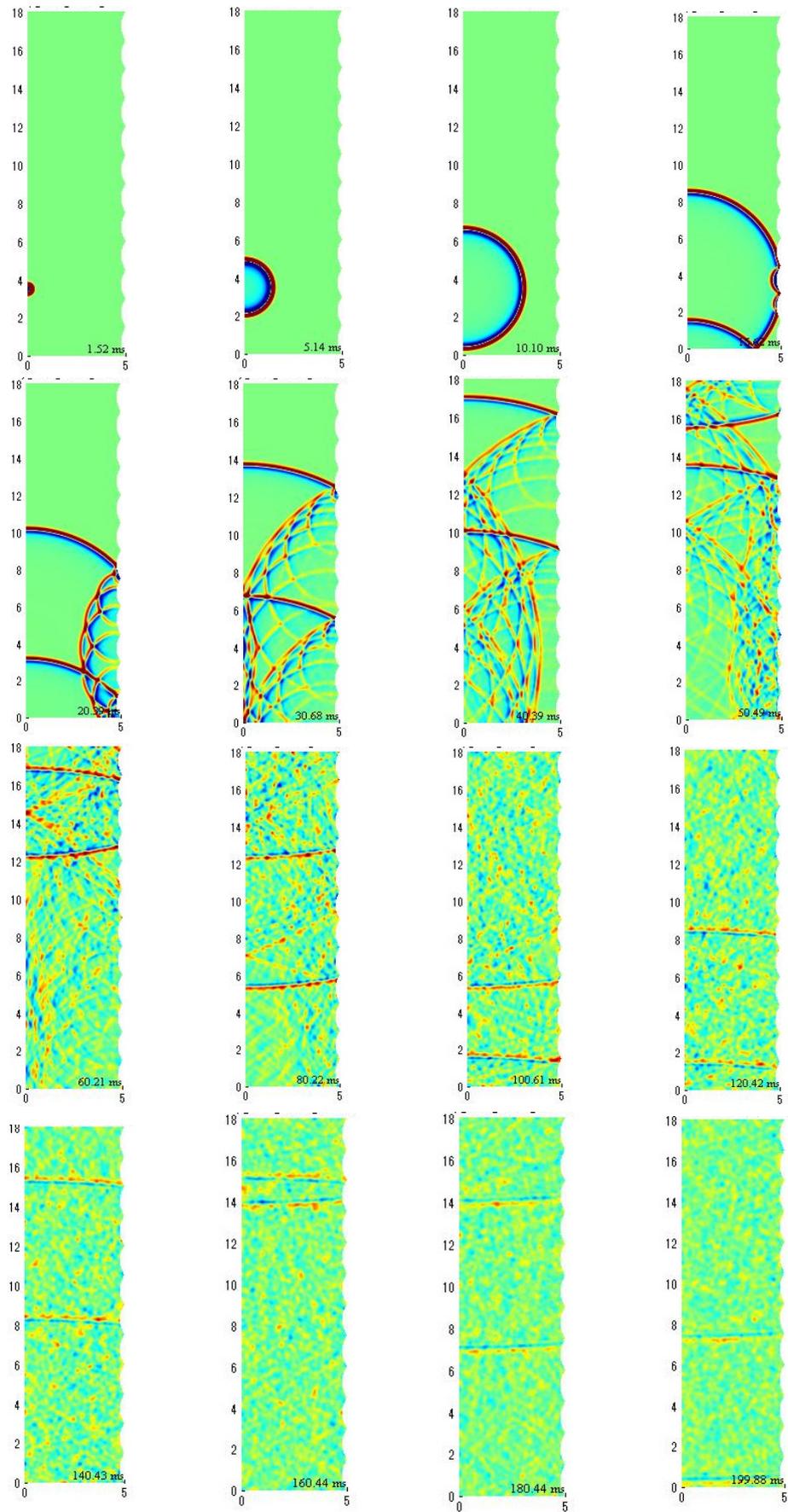


図 4-3 ポリシリンダ型 (poly cylinder)

4.2 $N.V.(t)$ による評価

計算対象空間内のすべての音圧参照点の時間波形から各時刻の値を抜き出し、時刻ごとの音のばらつきを評価する $N.V.(t)$ を 3.1、3.2 節の計算条件より求めた結果を図 4-4 に示す。

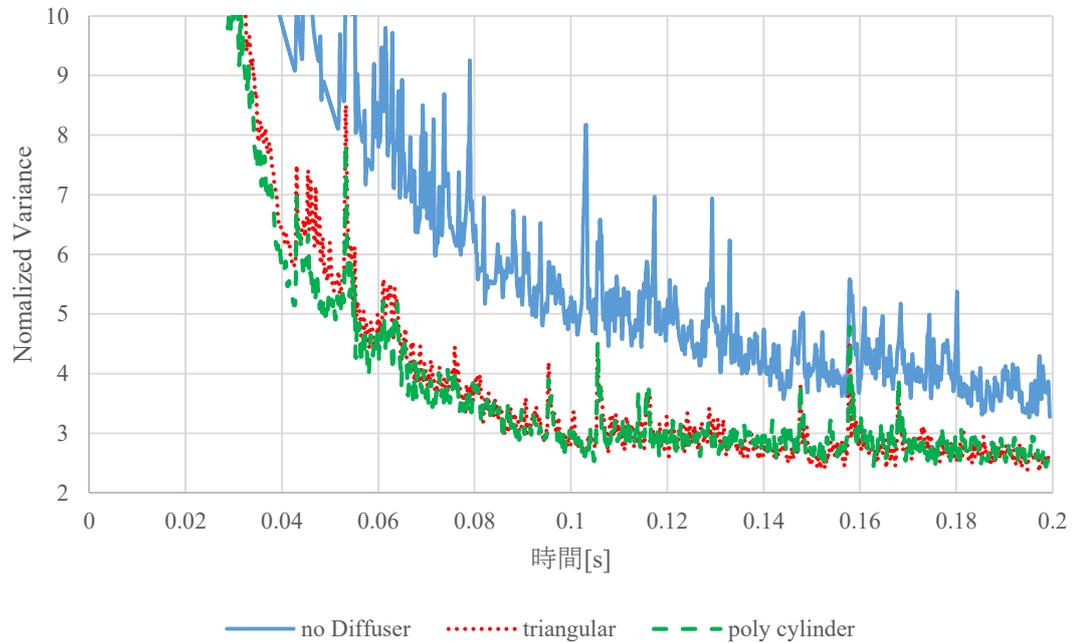


図 4-4 拡散体形状の違いによる $N.V.(t)$ の変化

$N.V.(t)$ は時刻ごとの空間的な音のばらつきを示している。図 4-4 を見ると、壁面形状の違いによる拡散効果の違いが現れており、ポリシリンダ型や屏風折型の拡散体を用いることで、音場のランダム性が早い段階で高くなることがわかる。しかしながら、ランダム性と均一性は完全には一致しないものであり、また、2.2 節で述べたとおり、時刻ごとの評価では音色については評価ができない。

4.3 $N.V.(f)$ による評価

4.3.1 受音点間距離 1 m の場合

受音点間距離を 1 m に設定した室の音圧時間応答を FDTD 法にて求め、得られた結果をフーリエ変換し、 $N.V.(f)$ を算出した。その結果を図 4-5 に示す。ここでは、PML を用いて自由音場を模擬した場合の結果も併せて示す。

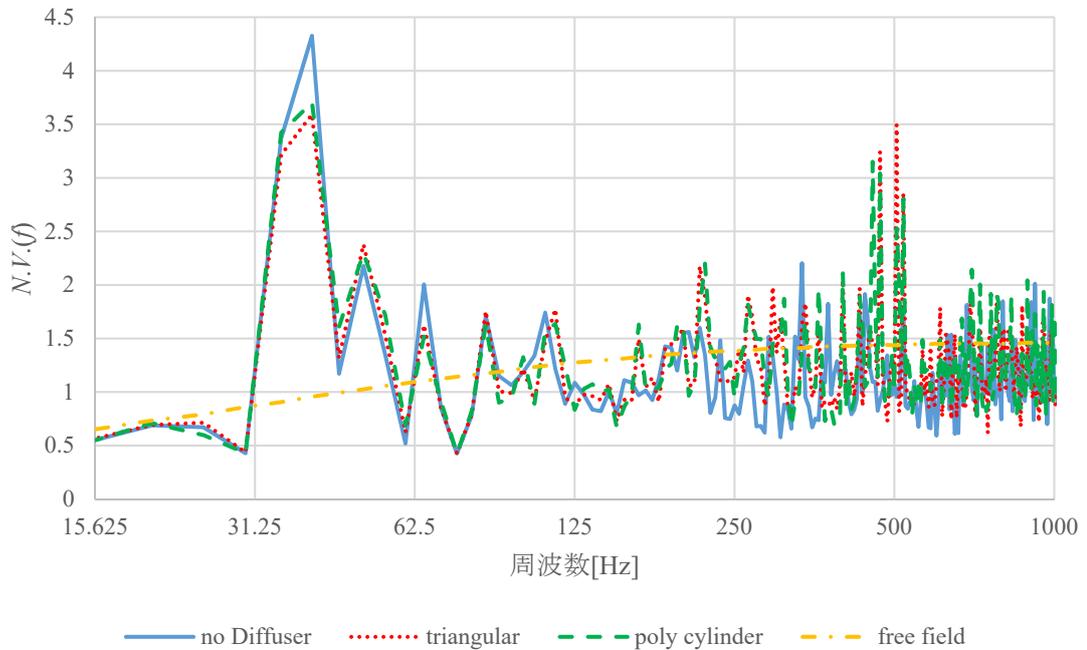


図 4-5 拡散体形状の違いによる $N.V.(f)$ の変化

$N.V.(f)$ は周波数特性に関する空間的な音のばらつきを示している。しかし、図 4-5 を見ても、細かなピーク・ディップが散見され、拡散体形状の違いによる音のばらつきに差があるかどうかの判別がつきにくいものと思われる。そこで、評価を行いやすくするため、中心周波数 15.625~1000 Hz の 1 オクターブバンドで平均をとった。その結果を図 4-6 に示す。

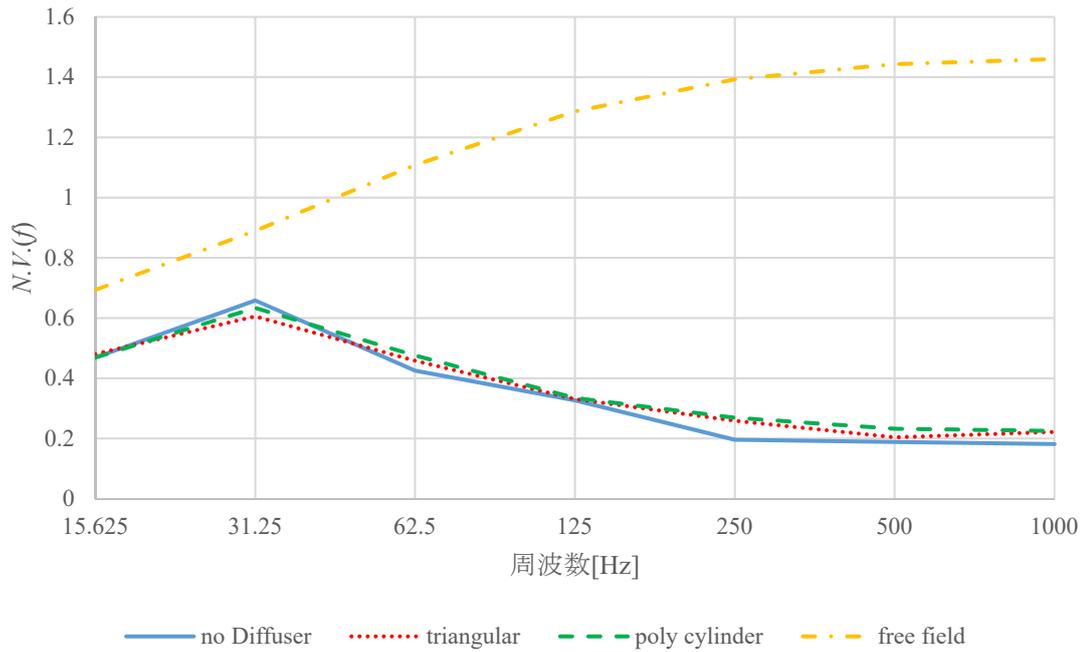
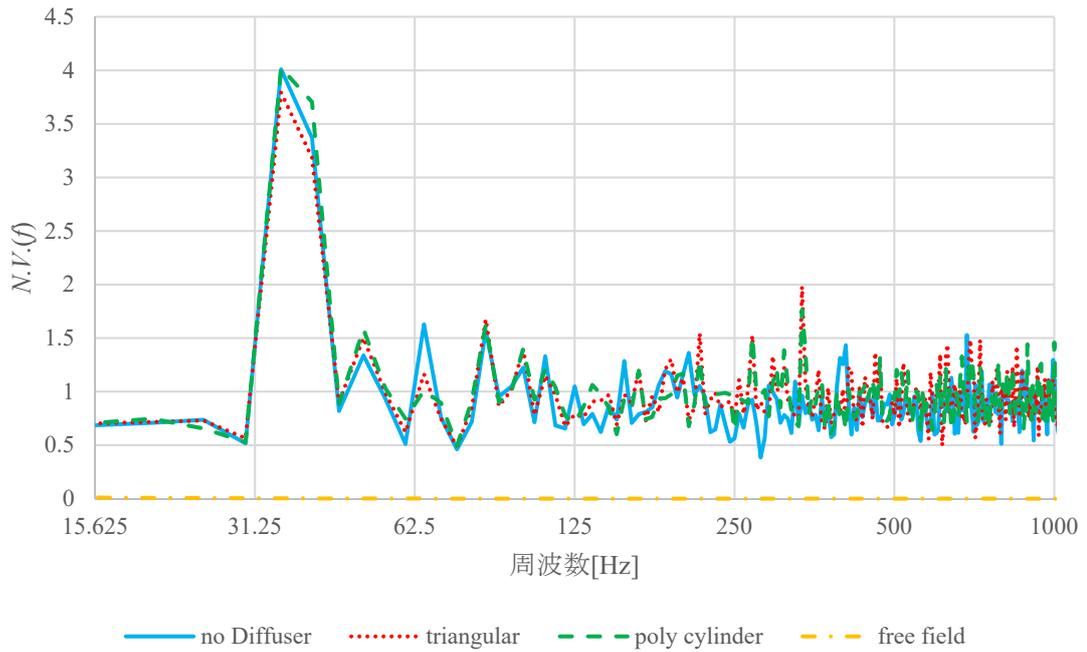
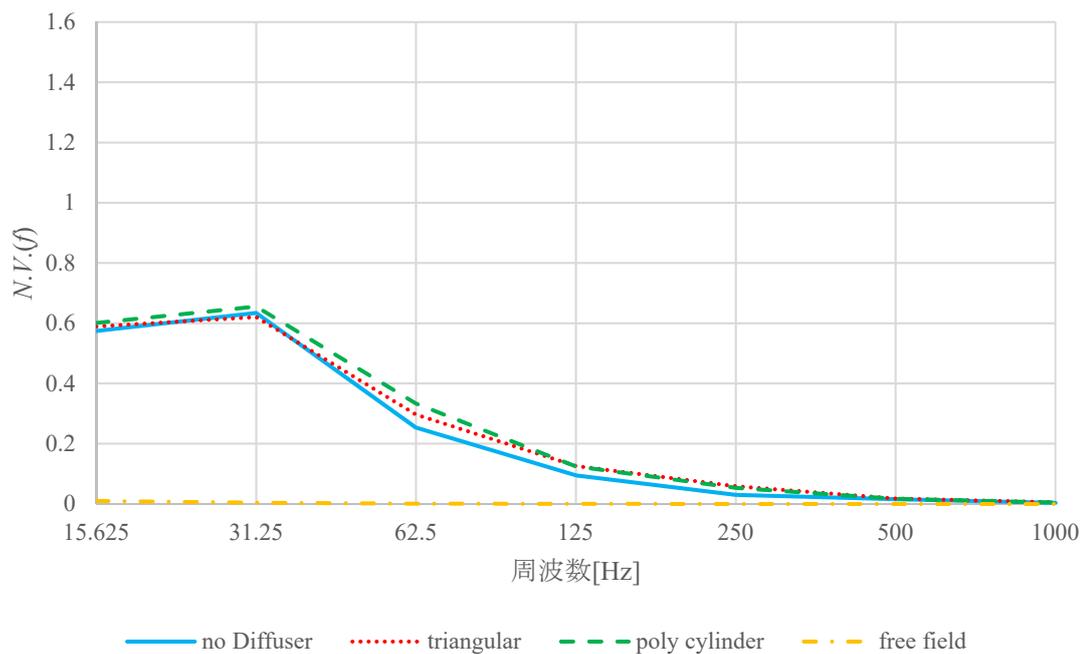


図 4-6 1 オクターブバンド毎に平均をとった $N.V.(f)$

図 4-6 を見ると、拡散体による音のばらつきには差がないように見受けられる。一方、自由音場においては、ばらつきが大きいように見受けられる。これは、2.2 節で述べたとおり、この結果が音量のばらつきを含んだ評価であり、音色のばらつきの評価とはなっていないためである。そこで、2.2 節に示す方法により、音量によるばらつきを排除した。結果を図 4-7(a)、(b)に示す。



(a) 音量によるばらつきを排除した $N.V.(f)$



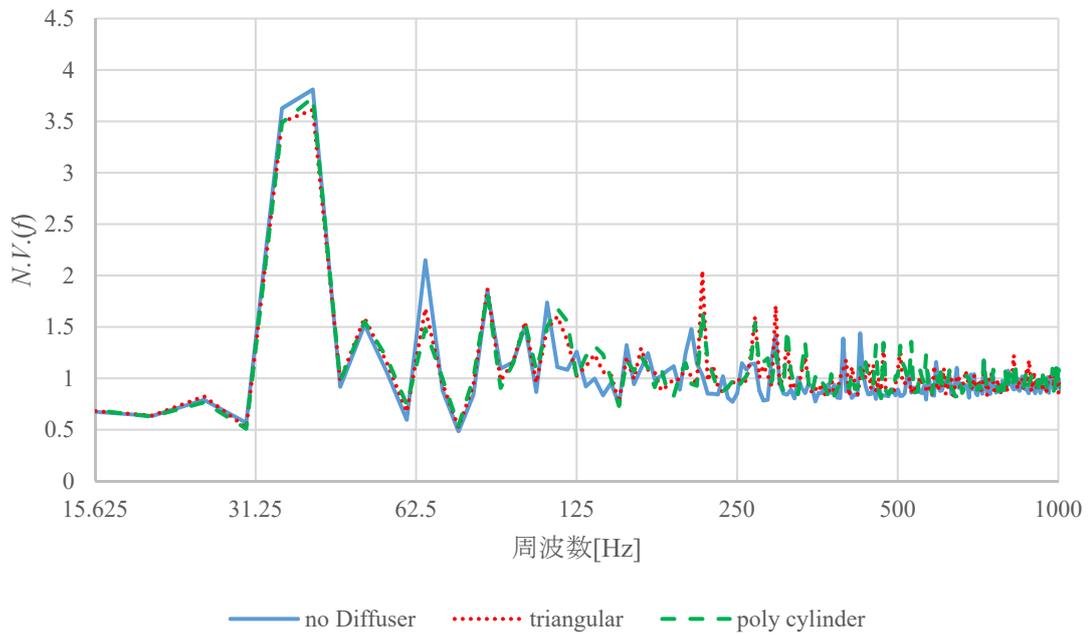
(b) 1 オクターブバンド毎に平均をとった $N.V.(f)$

図 4-7 拡散体形状の違いによる $N.V.(f)$ の変化

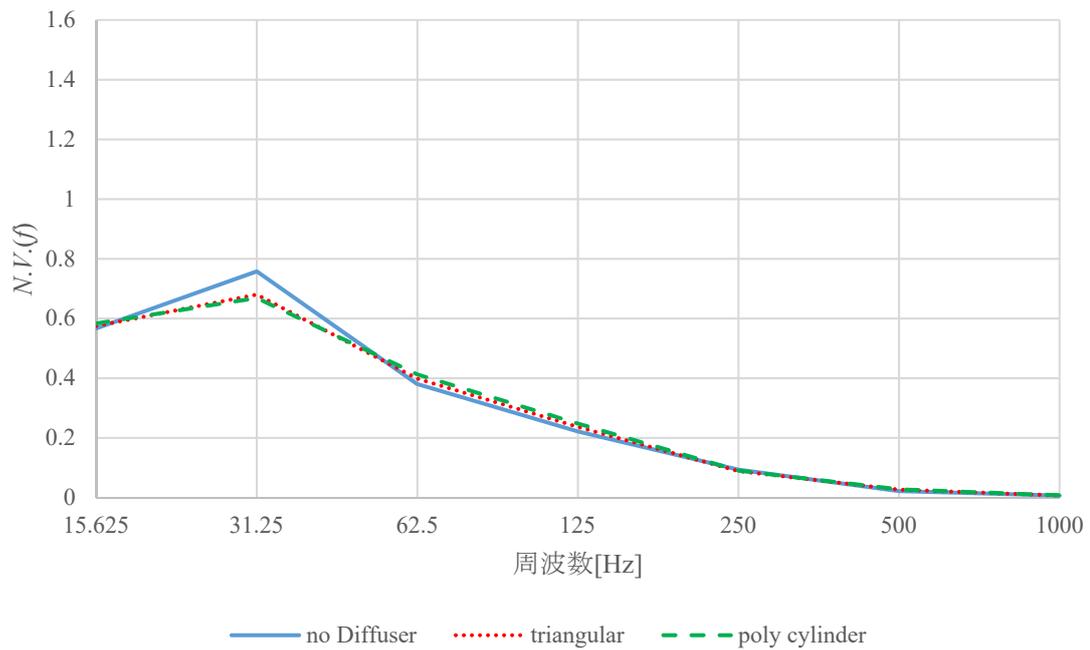
図 4-7(a)、(b)を見ると、音量によるばらつきを排除したことによって、排除する前の図 4-5、図 4-6 と比べ、自由音場においては、周波数特性のばらつきがなくなった。一方、拡散体形状の違いによるばらつきの差の程度にはほとんど変化が見られなかった。

4.3.2 受音点間距離 0.1 m の場合

前節と同様に計算した結果を図 4-8(a)、(b)に示す。



(a) 音量によるばらつきを排除した $N.V.(f)$



(b) 1 オクターブバンド毎に平均をとった $N.V.(f)$

図 4-8 拡散体形状の違いによる $N.V.(f)$ の変化

図 4-8(a)、(b)を見ると、前節の図 4-7(a)、(b)と比べて、ばらつきの差の程度はほとんど変化が見られなかった。

5 考察

5.1 $N.V.(t)$ と $N.V.(f)$ との比較

前章に示した結果より、 $N.V.(t)$ では拡散体によるばらつきの差があり、拡散体なしと比べ屏風折型やポリシリンダ型は、音場のランダム性が早期に高くなることがわかった。一方、 $N.V.(f)$ では拡散体による音のばらつきの差がほとんどなかった。このことから、相対的な周波数特性としては、拡散体の有無や形状に関わらず、ばらつきの程度が同じであると考えられる。しかし、当然ながら、拡散体の有無により、それぞれの客席での音色そのものは変わるものと思われる。 $N.V.(f)$ は音色そのものの評価ではなく、あくまでばらつきの程度を評価しているに過ぎないことに注意が必要である。

5.2 音量によるばらつき

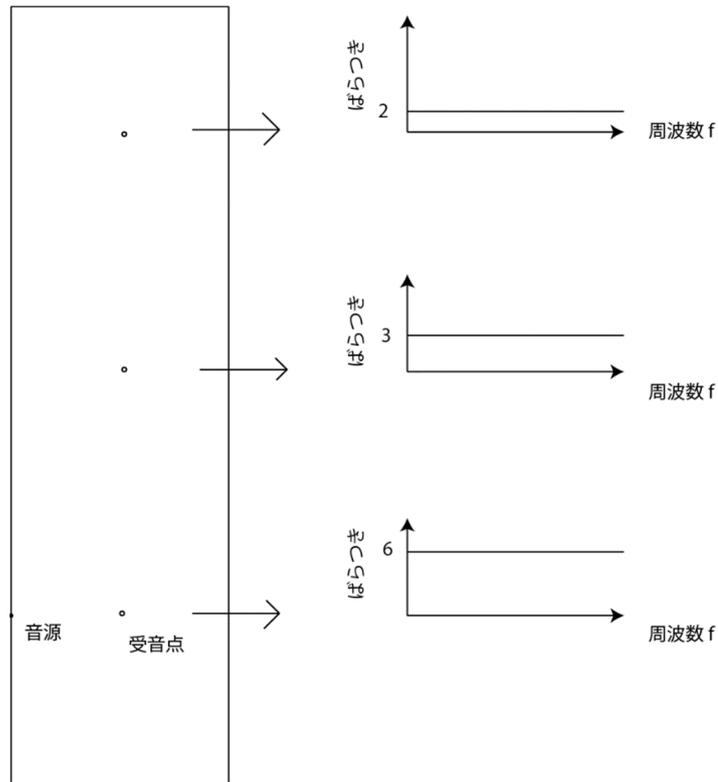


図 5-1 音源からの受音点距離による音量のばらつき

計算対象が自由音場で、周りが完全吸収層(Perfectly Matched Layer)によって囲われている場合に、 $N.V.(f)$ を用いて評価を行うと、図 5-1 のように周波数特性が同じになるが、音源からの距離により各受音点での音量が変わるため、ばらつきに差ができてしまう。しかし、相対的な周波数特性が同じであるならば、音色にはばらつきがないと評価されるべきであろう。

図 4-6 では拡散体によるばらつきの差がないように見受けられたが、自由音場ではばらつきがあるように見受けられた。しかし、図 4-7(b)の自由音場ではばらつきがなくなった。このことから、図 4-5、図 4-6 では、音量によるばらつきが大きかったことがわかった。図 4-6 と図 4-7 (b) の比較を行うと、低音域についてはあまり変化が見受けられないが、高音域では音量によるばらつきを排除したことによって、ばらつきが小さくなったように見受けられる。高音域では、波長が短いため、音量による空間的なばらつきが大きかったものと推察される。しかしながら、 $N.V.(f)$ は周波数ごとの定常音場での評価を行っていることと等価であるため、定在波が生じるような場においては、設定する受音点の位置によって、モードの影響を十分に考慮できない場合があると考えられる。

5.3 モードの影響

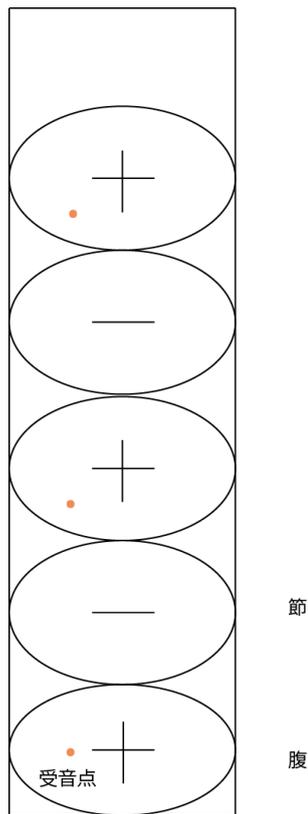


図 5-2 モードの腹・節

定在波が生じている音場には、図 5-2 のようにモードの腹・節があり、受信点が荒く配置されていると、対象とする受信点に腹・節のどちらか、もしくは、両方が含まれない可能性がある。そのため、前章には2種類の受信点間距離に関して結果を示した。

受信点間距離を 1 m から 0.1 m に変更した結果が、図 4-8(a)、(b) である。しかし、図 4-8(a)、(b) の結果を見ると、図 4-7(a)、(b) と比べ、若干の変化が確認されたものの、拡散体によるばらつきの差に大差はなかった。このことから、モードの腹・節の影響はほとんど受けていないことがわかった。

5.4 均一性と拡散性

5.1～5.3 節の考察から、拡散体による音色のばらつきには差がないことがわかった。しかし、ホール内に拡散体を設置する必要がないというわけでない。音量のばらつきを排除した $N.V.(f)$ には、拡散体によるばらつきに差がなかったが、時間的な変化を表す $N.V.(t)$ では、拡散体によるばらつきの差があった。このことから、拡散体をつけることで効果があるのは、均一性ではなく拡散性であり、これらは空間印象（立体的な音場）、すなわち、音の到来方向や時間経過による特性、各受音点での周波数特性そのものに影響を及ぼすものとする。実際、コンサートホールでは、拡散体がないホールと比べ、拡散体があるホールは心地良い響きのあるホールになっているものと思われる。

また、均一性とランダム性や拡散性では、言葉の意味が違う。均一性とは、すべてが同じで変化のない程度を表しており、ホールのどの席でも変化なく同じ音を聞けることは、理想の音響空間のひとつであろう。一方、拡散性とは、散乱された音が場に拡がる程度を表している。舞台から発せられた音が、客席に様々な方向から到来する。これも理想の音響空間のひとつであろう。しかしながら、それぞれ良い音響空間であろうと思えるが、その意味は違う。一概にどちらの空間が良いと言うことはいえず、ホール空間の用途や形に合わせたバランスのとれた音響空間が最適であろうと考える。

6 まとめ

ホール音響特性の空間的均一性に壁面拡散体を与える影響について、FDTD法を用いて検討を行った。エネルギーの分散を平均エネルギーの比で基準化した $N.V.(t)$ を指標として評価を行うとともに、音色のばらつきに関する評価を行うため、フーリエ変換を行い、各受音点の周波数特性から、周波数ごとの分散と平均を算出した $N.V.(f)$ から音量のばらつきを排除した値でも評価を行った。その結果、音色に関しては拡散体によるばらつきの差がないことがわかった。

謝辞

本研究に際して、様々なご指導を頂きました河井康人教授、豊田政弘准教授には終始適切に指導して下さったことを深く御礼申し上げます。

また、日常の議論を通じて多くの知識や示唆を頂いた建築環境工学第 I 研究室の皆様には感謝します。

参考文献

- (1) 坂本慎一,横田考俊,橘秀樹(1998) 「壁面拡散処理が室内音場の拡散性に及ぼす影響」
日本音響学会研究発表会講演論文集 p945,946
- (2) 安田洋介, 江田和司, 佐久間哲哉(2009) 「小空間における壁面拡散が音場に及ぼす影響」
日本建築学会大会学術講演梗概集 p.317-318
- (3) 豊田政弘ほか(2015) 「FDTD 法で見る音の世界」(音響サイエンスシリーズ 14)
音響学会編 コロナ社 p1-23